

Dr inż. Wojciech WALCZYK,
Instytut Obróbki Plastycznej, Poznań
Dr inż. Piotr WASILEWICZ
Politechnika Poznańska, Poznań

Analiza wytrzymałościowa zasadniczych części urządzenia kuźniczego na prasę o nacisku 80 MN

Strength analysis of essential forging device parts on a press exerting a pressure of 80 MN

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej zasadniczych części urządzenia kuźniczego na prasę o nacisku 80MN celem określenia metodą obliczeniową stanu przemieszczeń i naprężeń w zasadniczych elementach urządzenia kuźniczego w końcowej fazie spęczania kołnierza, dla trzech wersji konstrukcyjnych urządzenia kuźniczego. Analizę przeprowadzono metodą elementów skończonych systemem Cosmos/M. Na podstawie wyników analizy ulepszono konstrukcję pięciu zasadniczych elementów urządzenia kuźniczego: belki, ściągu, poprzeczki, górnej obudowy narzędzi i dolnej obudowy narzędzi. Wykorzystanie, przy opracowaniu projektu wstępnego urządzenia kuźniczego TR80N, wniosków z przeprowadzonej analizy stanu przemieszczeń i naprężeń zasadniczych elementów urządzenia kuźniczego TR80N, pozwoliło zmniejszyć ciężar urządzenia o ok. 24 T.

Abstract

Presented in the article are the results of strength analysis of essential forging device parts on a press exerting a pressure of 80 MN in order to define the state of stress and displacement in the essential elements of the forging device in the final phase of flange upsetting, for three design versions of the forging device. Analysis was carried out by the Cosmos/M system using the finite elements method. On the basis of the results of analysis, the designs of five essential forging device elements were improved : tie rods, beams, cross-bars, upper die holder and lower die holder. During the initial designing phase of the TR80N forging device, the conclusions drawn from stress and displacement analysis of the essential elements of the TR80N forging device allowed for a decrease in the weight of the device by about 24 T.

Słowa kluczowe: analiza MES, urządzenie kuźnicze typu TR, konstrukcja, kucie, wały korbowe

Key words: FEM analysis, TR forging device, design, forging, crankshaft

1. WSTĘP

Wdrożenie w kilkudziesięciu firmach metody TR [1] kucia jednolitych wałów korbowych do średnioobrotowych silników diesla wymagało opracowania szerokiej gamy urządzeń kuźniczych współpracujących z prasami o nacisku od 15 MN do 80 MN. Ze względu na rozwój metod modelowania komputerowego zaistniała możliwość dokładniejszego modelowania urządzeń kuźniczych w celu zmniejszenia ich masy. Problem masy urządzeń stał się szczególnie istotny w przypadku dużych urządzeń przewidzianych do współpracy z prasami o nacisku powyżej 60 MN.

1. INTRODUCTION

Introduction of the TR method of forging solid crankshafts for medium speed diesel engines required the development of a wide range of forging tools cooperating with presses exerting pressures from 15 MN to 80 MN. Due to the development of computer modeling methods, it is now possible to more precisely model forging devices so as to decrease their mass. The problem of device mass is especially significant in the case of large devices meant for cooperation with presses exerting pressures above 60 MN.

2. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ZASADNICZYCH CZĘŚCI URZĄDZENIA KUŹNICZEGO NA PRASĘ O NACISKU 80 MN

2. STRENGTH ANALYSIS OF ESSENTIAL FORGING DEVICE PARTS ON A PRESS EXERTING A PRESSURE OF 80 MN

2.1. Przedmiot analizy

Przedmiotem analizy było 5 najistotniejszych z punktu widzenia wytrzymałościowego części urządzenia kuźniczego TR80N. Analizowane części dla I, II i III wersji konstrukcyjnej urządzenia kuźniczego wymieniono w tabelicy 1.

2.1. Object of analysis

The object of analysis were 5 of the most significant parts of the TR80N forging device, relative to a strength analysis point of view. Parts analyzed for design versions I, II, and III of the forging device are listed in table 1.

Tablica 1. Przedmiot analizy i własności materiałowe
Table 1. The object of analysis and material characteristics

Lp. No	Nazwa Name	Wytrzymałość na rozciąganie R_m Tensile strength R_m	Granica plastyczności (min) R_e Yield point (min) R_e	Wydłużenie (min) A Elongation (min) A	Udarność (min) KCV Impact strength (min) KCV	Moduł Younga E Young's module E	Współczynnik Poissona ν Poisson's ratio ν
		MPa	MPa	%	J/cm ²	MPa	–
1	Obudowa dolna Lower die holder	700-800	450	12	35	210000	0,3
2	Obudowa górna Upper die holder	700-800	450	12	35	210000	0,3
3	Belka Beam	700-800	450	12	35	210000	0,3
4	Poprzeczka Cross-bar	600-700	350	14	30	210000	0,3
5	Ściąg Tie rod	700-800	450	12	30	210000	0,3

2.2. Cel i zakres analizy

Zakres przeprowadzonej analizy obejmował określenie metodą obliczeniową, stanu przemieszczeń i naprężeń w zasadniczych częściach urządzenia kuźniczego w końcowej fazie spęczania kołnierza dla trzech wersji urządzenia kuźniczego.

2.2. Objective and range of analysis

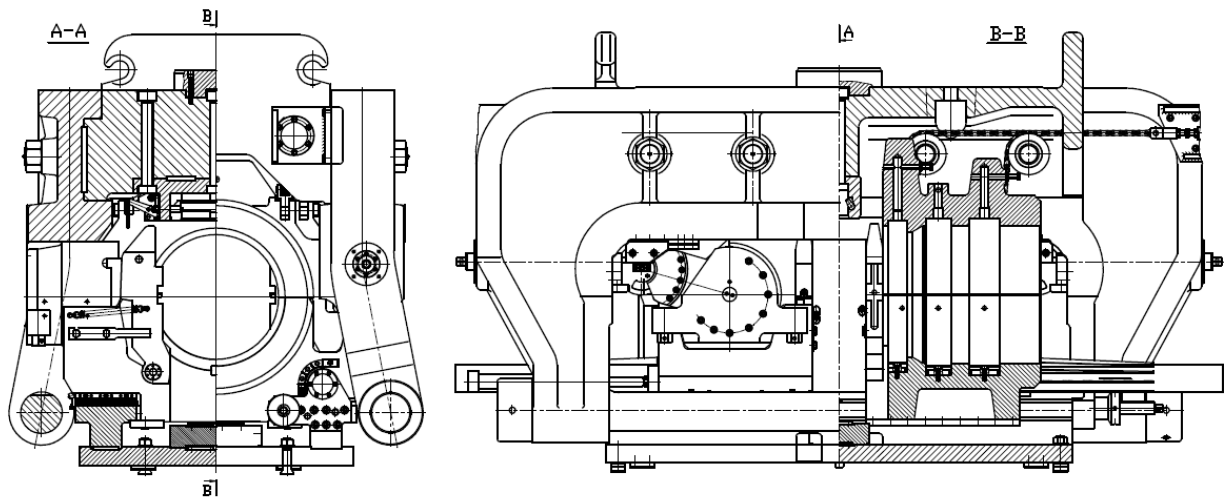
The range of the analysis carried out included defining the state of displacement and stress in essential parts of the forging device in the final phase of flange upsetting for three versions of the forging device using analytical methods.

2.3. Metodyka

Analizę przeprowadzono metodą elementów skończonych systemem Cosmos/M [3]. Ze względu na symetrię konstrukcji urządzenia kuźniczego TR80N (rys. 1) oraz symetrię obciążenia, modelowano połowę każdej części leżącej po jednej stronie płaszczyzny symetrii urządzenia.

2.3. Methodology

Analysis was carried out using the finite element method with the Cosmos/M system. Due to the symmetry of the TR80N forging device design (fig. 1) and the symmetry of load, half of each part located on one side of the devices plane of symmetry was modeled.



Rys. 1. Urządzenie kuźnicze TR80N

Fig. 1. TR80N forging device

Przeprowadzono obliczenia 3 zespołów:

1. belka – ściąg,
2. belka – ściąg – poprzeczka,
3. obudowa dolna – obudowa górna.

Calculations were carried out for 3 units:

1. beam – tie rod,
2. beam – tie rod – cross-bar,
3. lower die holder – upper die holder.

2.4. Obciążenia

Przyjęto, że w końcowej fazie pracy urządzenia, gdy dźwignia kolanowa jest nachylona pod kątem 16° do poziomu, na urządzenie działa pionowa siła 80 MN. Jest ona przenoszona przez 2 zespoły belka – ściąg i 2 zespoły dolnej i górnej obudowy narzędzi, tak więc połowę każdego zespołu obciąża siła $Y = 20$ MN. Siła ta przenoszona jest przez dźwignię kolanową z belki na górną obudowę.

Gdyby pominąć tarcie na końcach dźwigni kolanowej, kierunek siły wypadkowej w dźwigni kolanowej pokrywałby się z jej osią. Przyjmując współczynnik tarcia na obu wałkach łożyskowych współpracujących z dźwignią kolanową $\mu = 0,15$ wypadkowa siła nacisku odchyła się od normalnej o kąt tarcia

$$\alpha = \text{arc tg} \mu = 8,53^\circ.$$

W konsekwencji kierunek wypadkowej siły w dźwigni kolanowej (rys. 2) odchyła się od jej osi o kąt

$$\text{arcsin} \frac{2r}{L} = 4,8^\circ,$$

2.4. Load

It was accepted that during the final phase of the device's operation, when the swiveling toggle is inclined at a 16° to the level position (horizontal), an 80 MN vertical force acts on the device. This force is carried by 2 beam – tie rod units and 2 lower and upper die holder units, so each half of each unit carries a load of $Y = 20$ MN. The force is carried through the swiveling toggle from the beam to the upper die holder.

If friction on the ends of the swiveling toggle is not taken into account, the direction of the resultant force in the swiveling toggle will coincide with its axis. Accepting a friction coefficient for both shafts with bearings cooperating with the swiveling toggle, $\mu = 0,15$, the resultant pressure force is deflected from the normal by the friction angle

$$\alpha = \text{arc tg} \mu = 8.53^\circ.$$

In effect, the direction of the resultant force in the swiveling toggle (fig. 2) is deflected from its axis by an angle of

$$\text{arcsin} \frac{2r}{L} = 4.8^\circ,$$

gdzie:

$L = 900 \text{ mm}$ – długość dźwigni kolanowej
równa odległości osi wałków
łożyskowych,
 $R = 255 \text{ mm}$ – promień wałków,
 $r = R \sin \alpha = 37,8 \text{ mm}$ – promień tarcia.

Nachylenie β wypadkowej W stycznej do
okręgów o promieniu równym promieniowi
tarcia (rys. 2) w dźwigni kolanowej nachylonej
do poziomu pod kątem 16° wynosi

$$\beta = 16 + 4,8 = 20,8^\circ.$$

Wartości siły przenoszonej przez dźwignię
kolanową przy obciążeniu symetrycznej poło-
wy belki siłą $Y = 20 \text{ MN}$ oraz jej składowe
zebrano w tablicy 2.

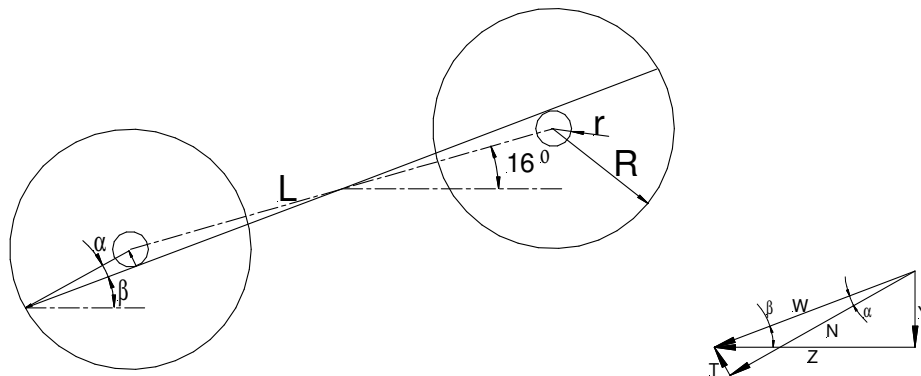
where:

$L = 900 \text{ mm}$ – length of the swiveling toggle
equal to the distance between
the axes of the bearing shafts,
 $R = 255 \text{ mm}$ – shaft radius,
 $r = R \sin \alpha = 37.8 \text{ mm}$ – friction radius.

The inclination β of resultant W tangent to
the circles of a radius equal to the friction ra-
dius (fig. 2) in the toggle inclined to the level
position at an angle of 16° amounts to

$$\beta = 16 + 4.8 = 20.8^\circ.$$

The values of the force carried by the tog-
gle when a $Y = 20 \text{ MN}$ load is applied to
a symmetrical beam half and its components
are gathered in table 2.



Rys. 2. Odchylenie linii działania siły wypadkowej przenoszonej przez dźwignię kolanową wywołane tarcie
Fig. 2. Deflection of the line of action of the resultant force, carried by the toggle, produced by friction

Tablica 2. Siły w dźwigni kolanowej
Table 2. Forces in toggle

Nazwa Name	Symbol Symbol	Wzór Formula	Wartość Value
			MN
Składowa pionowa Vertical component	Y		20
Wypadkowa Resultant	W	$Y / \sin \beta$	56,3
Składowa pozioma Horizontal component	Z	$W \cos \beta$	52,6

2.5. Zespół belka – ściągi – poprzeczka

Pracę zespołu belki przeanalizowano na 5 modelach (tab. 3). Modele te różnią się:

- uwzględnieniem lub nie poprzeczki,
- średnią wielkością elementów skończonych,
- wielkością pola współpracy belki z poprzeczką,
- rozkładem nacisków na powierzchni współpracy belki z płytą prasy.

W artykule przedstawiono wyniki otrzymane na modelu BP2, najwierniej opisującego pracę zespołu. Obciążenie pionowe $Y = 20$ MN rozłożono po trójkącie na powierzchni styku belki z płytą prasy. Siła wypadkowa $W = 56,3$ MN rozłożona równomiernie na powierzchnię uproszczonego zespołu wałka. Model zespołu zbudowano z 238706 przestrzennych elementów 4-węzłowych rozpiętych na 50135 węzłach. Warunki brzegowe i obciążenie zespołu belka – ściągi – poprzeczka przedstawiono na rys. 3.

2.5. Beam – Tie rod—Cross-bar unit

The work of the beam unit was analyzed using 5 models (tab. 3). These models differ in:

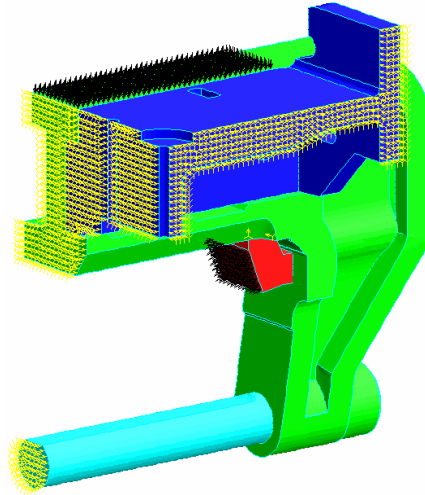
- whether the cross-bar was taken into account or not,
- the average size of finite elements,
- the size of the area of cooperation between the beam and the cross-bar,
- the distribution of pressures on the area of cooperation between the beam and the pressure plate.

Presented in the article are results obtained from the BP2 model, which most accurately describes the work of the unit. The vertical force $Y = 20$ MN was distributed over a triangle on the surface of contact between the beam and the pressure plate. The resultant force $W = 56.3$ MN was distributed uniformly over the surface of a simplified shaft unit. The unit model was built from 238706 spatial 4-nodal elements spanned over 50135 nodes. Boundary conditions and load applied to the beam – tie rod – cross-bar unit are presented on fig. 3.

Tablica 3. Modele MES zespołu belki

Table 3. FEM models of the beam unit

Lp. No	Model Model	Detail Detail		Średnia wielkość elementów [mm] Average element size [mm]		Wielkość pola współpracy Cooperation area size		Rozkład nacisków Pressure distribution	
		belka beam	poprzeczka cross-bar	46	52	duża big	realna real	równomierny uniform	trójkątny triangular
1	B0	+		+		+		+	
2	B1	+			+	+		+	
3	B2	+			+		+	+	
4	BP1	+	+		+		+	+	
5	BP2	+	+		+		+		+



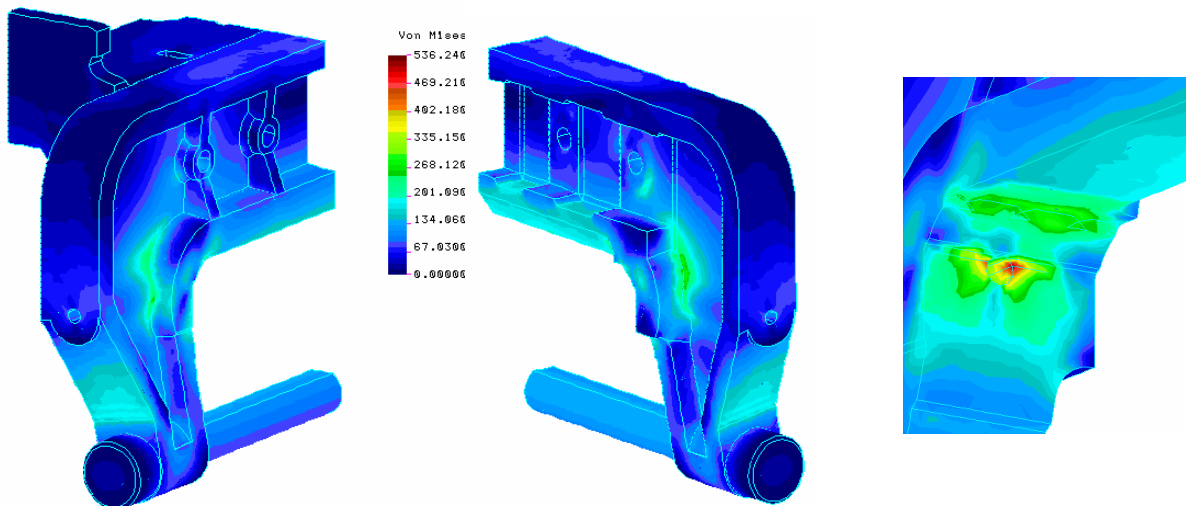
Rys. 3. Model elementów skończonych modelu zespołu belka – ściąg – poprzeczka
 Fig. 3. Finite element model of the beam - tie-rod - cross-bar model

2.5.1. Stan naprężeń

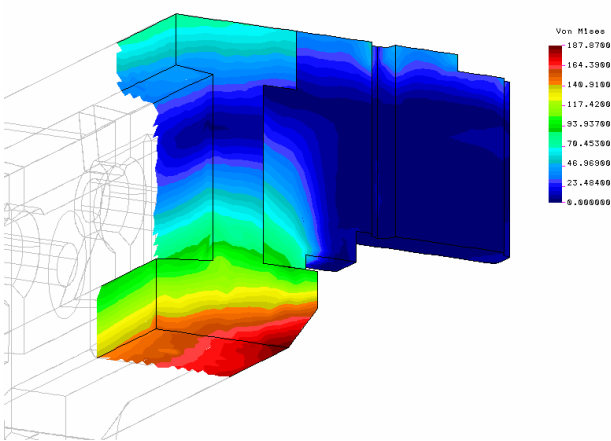
Stan naprężeń zredukowanych σ_{red} wg hipotezy Hubera w całym analizowanym zespole przedstawiono na rys. 4. Na rysunkach 5 do 7 przedstawiono naprężenia zredukowane w istotnych dla wytrzymałości strefach. Maksymalne naprężenia na skali są równe maksymalnym naprężeniom w danej strefie.

2.5.1. Stress state

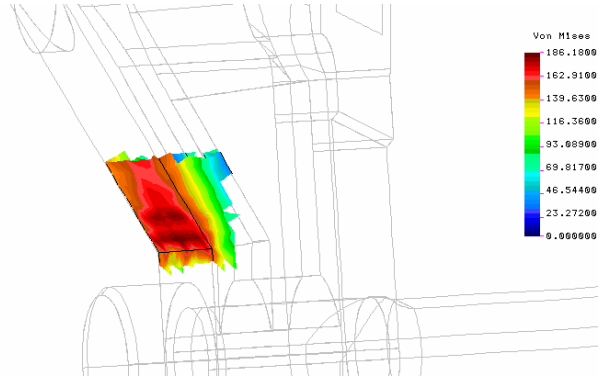
The state of stress intensity σ_{red} in the entire analyzed unit is presented on fig. 4. On figures 5 to 7, stress intensity is presented only in zones significant to strength. The maximum stresses on the scale are equal to the maximum stresses in a given zone.



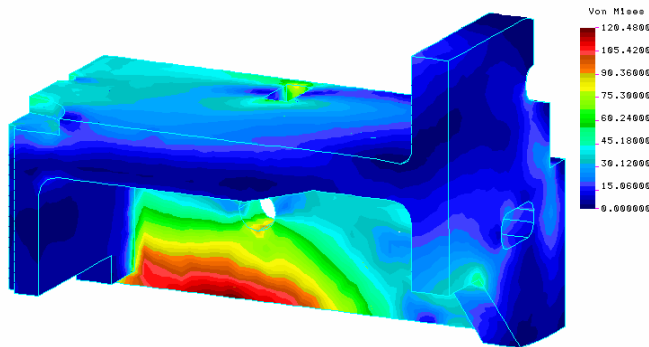
Rys. 4. Naprężenia zredukowane [MPa] wg hipotezy Hubera
 Fig. 4. Stress intensity [MPa]



Rys. 5. Naprężenia zredukowane [MPa] w środkowej strefie belki
 Fig. 5. Stress intensity [MPa] in the middle beam zone



Rys. 6. Naprężenia zredukowane [MPa] w strefie załamania pasa zewnętrznego przy ściągu
 Fig. 6. Stress intensity [MPa] in the zone of the bend in the outer belt near the tie-rod



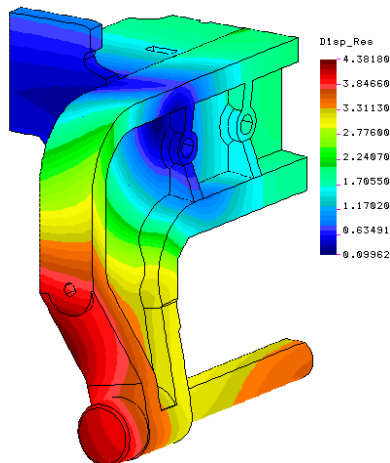
Rys. 7. Naprężenia zredukowane [MPa] w poprzeczce
 Fig. 7. Stress intensity [MPa] in the cross-bar

2.5.2. Stan deformacji i przemieszczeń

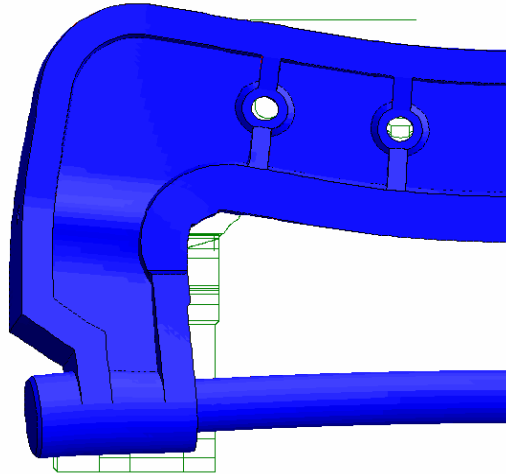
Przemieszczenia wypadkowe przedstawiono na rys. 8, a deformację modelu na rys. 9.

2.5.2. State of deformation and displacement

The resultant displacements are presented on fig. 8, and the deformation of the model on fig. 9.



Rys. 8. Przemieszczenia wypadkowe w mm
 Fig. 8. Resultant displacements in mm



Rys. 9. Deformacja modelu w powiększeniu 100x na tle modelu nie odkształconego

Fig. 9. Model deformation at a magnification of 100x with not deformed model in background

2.5.3. Porównanie stanu naprężeń i przemieszczeń

W tabelicy 4 porównano maksymalne naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera w istotnych strefach zespołu belka – ściąg – poprzeczka dla kolejnych wersji konstrukcyjnych.

Maksymalne naprężenia w belce w wersji III są największe, ale wartość informacyjna tego faktu nie jest duża ponieważ:

- występują tylko w jednym węźle w strefie docisku zespołu wałka do belki,
- przekraczają granicę plastyczności, a obliczenia były prowadzone przy założeniu liniowej sprężystości,
- naprężenia normalne w tej strefie są ściskające (naprężenia ściskające w strefie docisku są zmęczeniowo mniej niebezpieczne).

W pozostałych strefach naprężenia zredukowane w wersji III są mniejsze niż w wersji II (o około 7%), a nawet mniejsze niż w wersji I.

Maksymalne naprężenia rozciągające w całej konstrukcji w wersji III wynoszą 343 MPa i są mniejsze niż w wersji II o 5,5%.

Jak wynika z tabelicy 5 wszystkie ekstremalne składowe przemieszczeń i ekstremalne przemieszczenia wypadkowe w wersji III są mniejsze co do bezwzględnej wartości niż w wersji II (od 4% do 20%).

2.5.3. Comparison of the state of deformation and displacement

Table 4 compares the maximum stress intensity in the significant zones of the beam – tie-rod – cross-bar unit for various design versions.

Maximal stress in the beam from version III is largest, but the informational value of this fact is not overly significant because:

- the stress occurs only in one node in the zone of shaft unit pressure against the beam,
- it exceeds the yield point, and calculations were led under the assumption of linear elasticity,
- normal stress in this zone is compressive (compressive stress in a pressure zone is, fatigue-wise, less dangerous).

In the remaining zones, stress intensity in version III are lower than in version II (by about 7%), and even lower than in version I.

Maximum tensile stress in the entire design in version III amounts to 343 MPa and are lower than in version II by 5.5%.

According to table 5, all extreme displacement components and extreme resultant displacements in version III are lower in absolute value than in version II (from 4% to 20%).

Tablica 4. Porównanie naprężeń zredukowanych [MPa] w zespole belka – ścią – poprzeczka
 Table 4. Comparison of stress intensity [MPa] in the beam – tie-rod – cross-bar unit

Miejsce występowania <i>Place of occurrence</i>	Wersja <i>Version</i>		
	I	II	III
Krawędź otworu $\phi 130$ w strefie kontaktu z zespołem wałka <i>Edge of the $\phi 130$ hole in the zone of contact with the shaft unit</i>	503	521	536
Maksymalne z pominięciem spiętrzenia w strefie kontaktu z wałkiem – rys. 3 <i>Maximal with omission of stress concentrations in the zone of contact with shaft – fig. 3</i>	258	306	285
Płaszczyzna symetrii belki <i>Beam plane of symmetry</i>	178	201	188
Płaszczyzna symetrii ściągu <i>Tie-rod plane of symmetry</i>	136	142	134
Załamanie w pobliżu nakrętki ściągu <i>Bend in proximity to the tie-rod cap</i>	190	222	186
Poprzeczka <i>Cross-bar</i>	126	129	120
Maksymalne naprężenia zredukowane <i>Maximal stress intensity</i>	503	521	536

Tablica 5. Porównanie przemieszczeń ekstremalnych [mm] w zespole belka – ścią – poprzeczka
 Table 5. Comparison of extreme displacements [mm] in the beam – tie-rod – cross-bar unit

Przemieszczenie <i>Displacement</i>	Wersja <i>Version</i>		
	I	II	III
	max	max	max
u_x	4,298	4,315	3,980
	-0,396	0,285	0,229
u_y	2,548	3,812	3,428
	-2,045	-2,295	-2,096
u_z	3,676	3,942	3,790
	-0,738	-0,822	-0,767
wypadkowe <i>resultant</i>	4,735	4,712	4,382

2.6. Zespół górnej i dolnej obudowy narzędzi

2.6.1. Model MES

W modelowaniu zespołu górnej i dolnej obudowy narzędzi oraz fragmentu tulei i wałka zastosowano 237413 przestrzennych elementów 4-węzłowych (rys. 10). Nieliniowe elementy 2-węzłowe zastosowano do zamodelowania oddziaływania zespołu z wkładkami czołową i podpierającą (388 elementów, rys. 10), bezpośredniego oddziaływania górnej części zespołu z dolną (203 elementy, rys. 11). Za pomocą tych elementów, które są absolutnie sztywne przy sile ściskającej i absolutnie podatne przy sile rozciągającej, program na drodze iteracyjnej określa pole kontaktu między dwoma częściami.

W płaszczyźnie symetrii zespołu zablokowano przemieszczenia u_x . Przemieszczenia osiowe u_z zablokowane na powierzchniach pionowych stykających się z wkładką czołową. Przemieszczenia pionowe u_y zablokowane na części powierzchni stykającej się z podstawą urządzenia. Pole styku dolnej obudowy narzędzi z podstawą dobrano iteracyjnie tak, aby równocześnie spełnione były w polu styku dwa warunki:

- naprężenia normalne < 0 ,
- przemieszczenia pionowe > 0 .

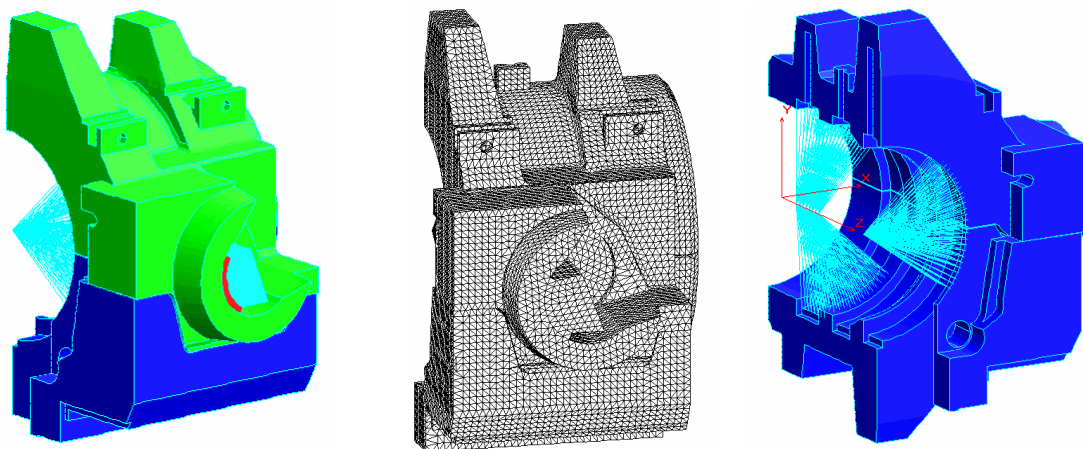
2.6. Upper and lower die holder unit

2.6.1. FEM Model

In modeling the upper and lower die holder units as well as a fragment of the sleeve and shaft, 237413 spatial 4-nodal elements were used (fig. 10). Non-linear 2-nodal elements were used to model the relationships between the unit and the supporting and face die inserts (388 elements, fig. 10), direct influences of the upper unit part in relation to the lower (203 elements, fig. 11). With the help of the elements that are absolutely stiff when a compressive force is applied and absolutely flexible when tensile force is applied, the program, through iteration, defines the area of contact between the two parts.

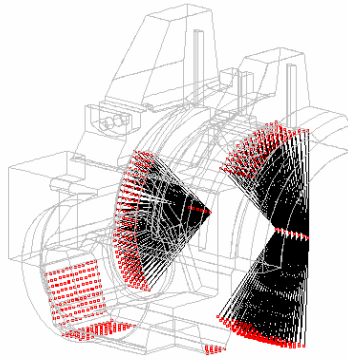
u_x displacements are blocked in the unit's plane of symmetry. u_z axial displacements were blocked on vertical planes tangent to the face die insert. u_y vertical displacements were blocked on the surface in contact with the device base. The area of contact of the lower die holder with the base was selected through iteration so as to meet two conditions in the contact area:

- *normal stress < 0 ,*
- *vertical displacements > 0 .*



Rys. 10. Połowa zespołu górnej i dolnej obudowy narzędzi - model MES

Fig. 10. Half of the upper and lower die holder unit – FEM model



Rys. 11. Elementy nieliniowe modelujące bezpośrednie oddziaływanie górnej i dolnej obudowy
 Fig. 11. Nonlinear elements directly modeling the influences of the upper and lower die holders

2.6.2. Wyniki analizy MES

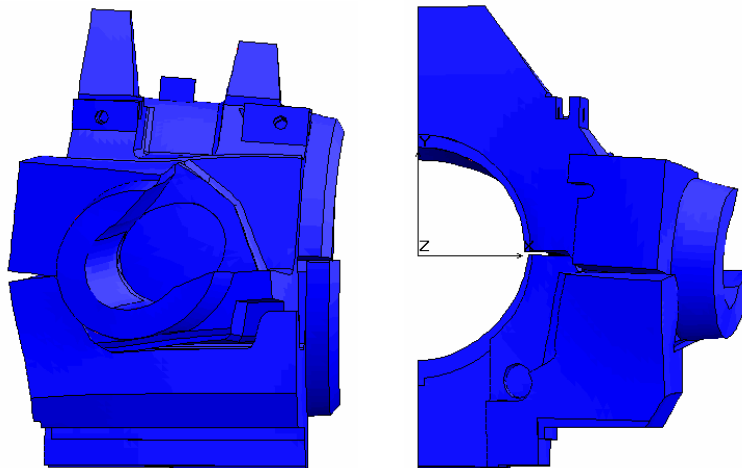
2.6.2. FEM analysis results

- Stan deformacji

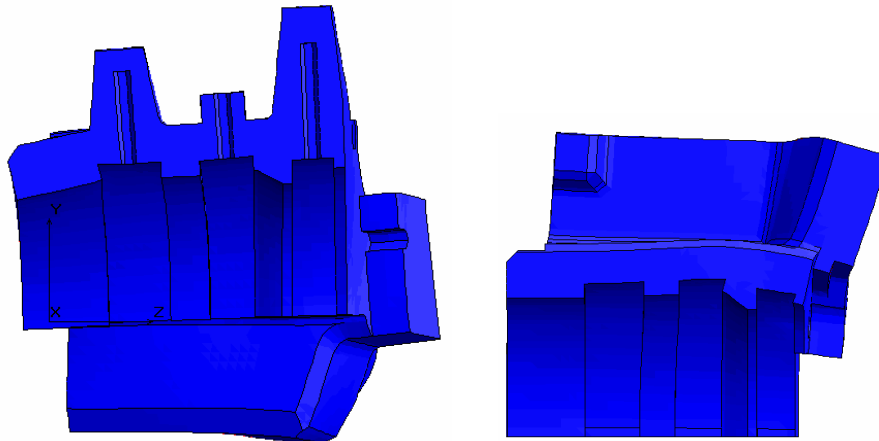
- State of deformation

Na rys. 12 przedstawiono deformację całego zespołu obudowy narzędzi, a na rys. 13 oddzielnie deformację górnej i dolnej obudowy.

The deformation of the entire die holder unit is presented on fig. 12. Fig. 13 presents the deformation of the upper and lower die holder separately.



Rys. 12. Deformacja w powiększeniu 100x zespołu obudowy narzędzi
 Fig. 12. Deformation in 100x magnification of the die holder unit



Rys. 13. Deformacja w powiększeniu 100x górnej i dolnej obudowy narzędzi
 Fig. 13. Deformation in 100x magnification of the upper and lower die holders

- **Stan przemieszczeń**

Na rysunku 14 przedstawiono przemieszczenia wypadkowe.

W tabelicy 6 porównano ekstremalne przemieszczenia wypadkowe i składowe stanu przemieszczenia górnej i dolnej obudowy matryc dla trzech wersji konstrukcyjnych urządzenia TR80N.

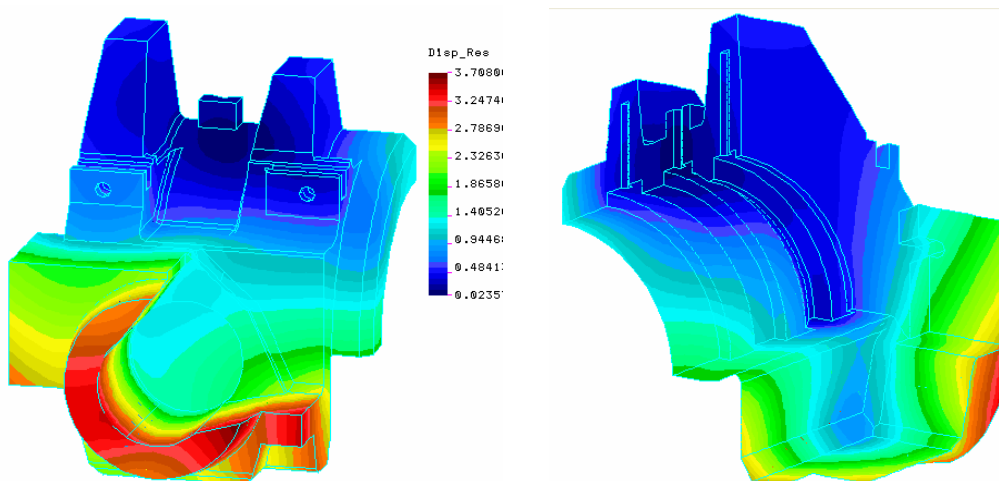
Maksymalne wypadkowe przemieszczenia zespołu górnej i dolnej obudowy w wersji III w porównaniu do wersji II wzrosły o 3,3%. Podobnie zachowały się wszystkie maksymalne składowe przemieszczeń.

- **State of displacement**

Fig. 14 presents resultant displacements.

Table 6 compares extreme resultant displacements and components of the state of dislocation of the upper and lower die holders for three design versions of the TR80N device.

Maximal displacement resultants of the upper and lower die holder unit in version III as compared to version II, increased by 3.3%. The behavior of all maximal displacement components was similar.



Rys. 14. Przemieszczenia wypadkowe w mm

Fig. 14. Resultant displacements in mm

Tablica 6. Porównanie przemieszczeń ekstremalnych [mm] zespołu górnej i dolnej obudowy narzędzi

Table 6. Comparison of extreme displacements [mm] of the upper and lower die holder unit

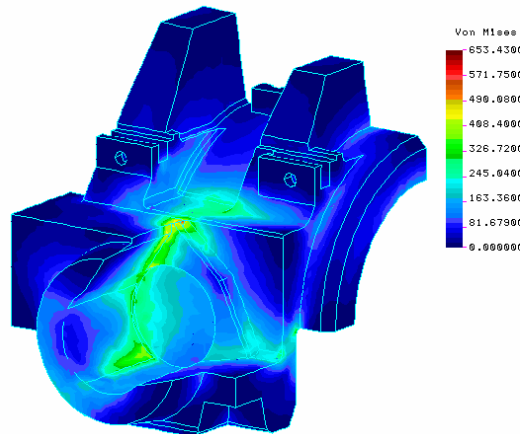
Przemieszczenie Displacement	Wersja Version					
	I		II		III	
	min	max	min	max	min	max
wypadkowe resultant		3,51		3,59		3,71
u_x	-1,20	2,41	-1,23	2,53	-1,08	2,62
u_y	-1,21	0,63	-1,18	0,69	-1,21	0,73
u_z	-0,32	3,29	-0,35	3,37	-0,31	3,40

• Stan naprężeń

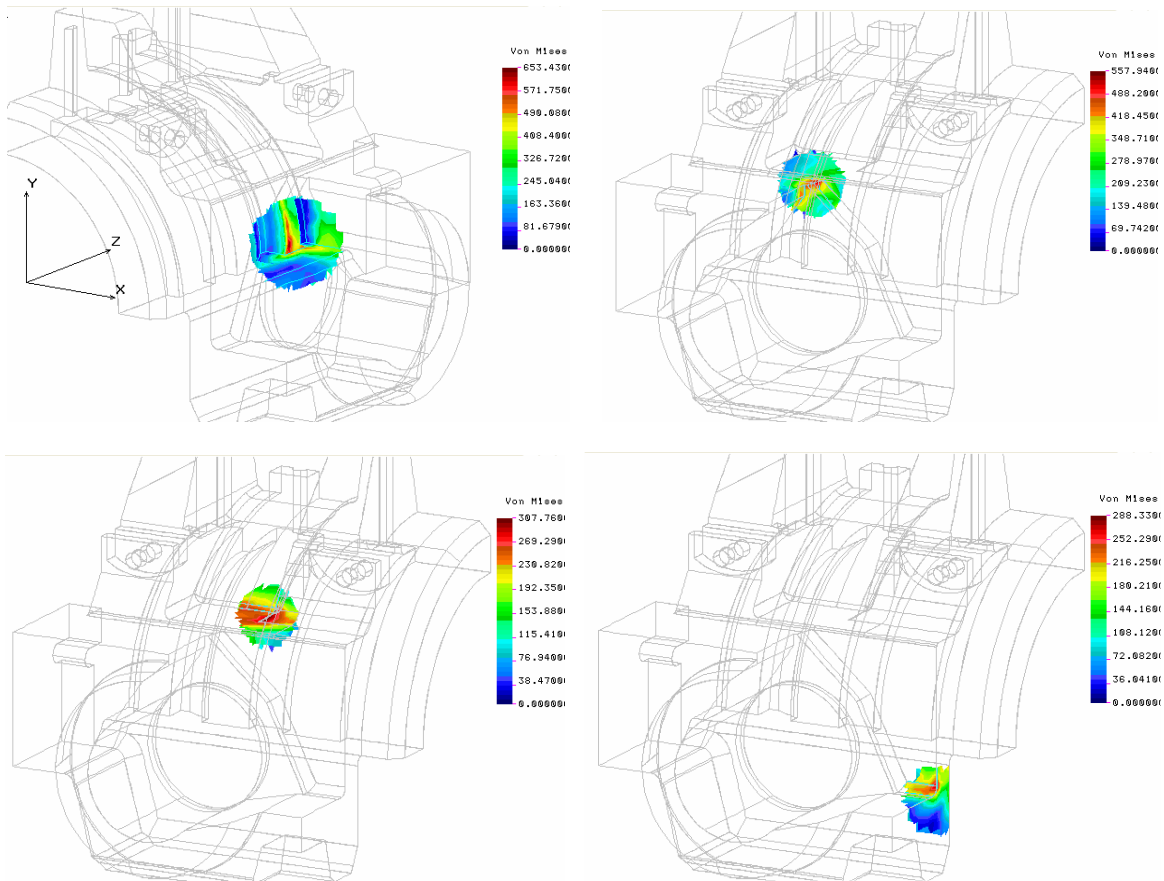
Na rysunku 15 przedstawiono maksymalne naprężenia zredukowane w całej górnej obudowie narzędzi, a na rys. 16 w newralgicznych strefach górnej obudowy. Rysunek 17 przedstawia naprężenia zredukowane w dolnej obudowie matryc.

• Stress state

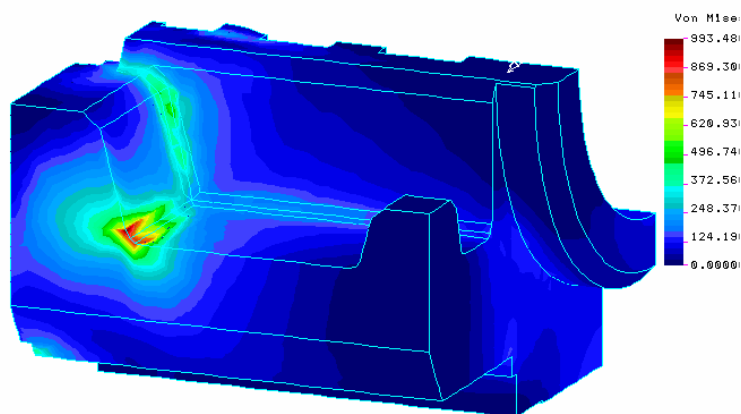
Fig. 15 presents the maximal stress intensity in the entire upper die holder, and fig. 16 in all trouble zones of the upper die holder. Figure 17 presents the stress intensity in the lower die holder.



Rys. 15. Maksymalne naprężenia zredukowane [MPa] w górnej obudowie narzędzi
 Fig. 15. Maximal stress intensity [MPa] in the upper die holder



Rys. 16. Strefa maksymalnych naprężeń zredukowanych [MPa] w górnej obudowie
 Fig. 16. Maximal stress intensity zone [MPa] in the upper die holder



Rys. 17. Stan naprężeń zredukowanych [MPa] w dolnej obudowie narzędzi

Fig. 17. State of stress intensity [MPa] in the lower die holder

Tablica 7. Porównanie naprężeń zredukowanych [MPa] w obudowach narzędzi

Table 7. Comparison of stress intensity [MPa] in die holders

Miejsce występowania, rysunek <i>Place of occurrence figure</i>	Wersja <i>Version</i>		
	I	II	III
17	663	578	653
18	512	465	558
19	296	322	308
20	308	294	288
21	980	988	993
	Procent w stosunku do wersji II <i>Percentage in comparison to version II</i>		
17	115	100	113
18	110	100	120
19	92	100	96
20	105	100	98
21	99	100	101

W tablicy 7 przedstawiono porównanie naprężeń zredukowanych w newralgicznych strefach górnej obudowy.

Zwiększenie podatności górnej obudowy matryc w wersji II w stosunku do wersji I korzystnie wpłynęło na stan naprężeń w newralgicznych strefach (rys. 16), ale dalsze pocienia-

Table 7 presents a comparison of stress intensity in trouble zones of the upper die holder.

Increasing the flexibility of the upper die holder in version II as compared to version I was advantageous to the stress state in trouble zones (fig. 16), but further thinning

nie górnej obudowy zwiększyło naprężenia zredukowane w tych strefach w wersji III do poziomu wersji I.

Wprowadzone zmiany miały minimalny wpływ na maksymalne naprężenia zredukowane w dolnej obudowie narzędzi.

3. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Analiza ekstremalnych przemieszczeń zawartych w tab. 6 i maksymalnych naprężeń zredukowanych (tab. 7) w trzech wersjach zespołu górnej i dolnej obudowy narzędzi prowadzi do następujących wniosków:

- występuje ścisła zależność maksymalnych przemieszczeń wypadkowych z masą górnej obudowy: w najcięższej wersji I najmniejsze przemieszczenia, w najlżejszej – największe.
- różnica między przemieszczeniami maksymalnymi w wersji II i I jest mniejsza niż między III i II.
- najniższe maksymalne naprężenia zredukowane występują w wersji II górnej obudowy, dotyczy to maksymalnych naprężeń w dwu najbardziej obciążonych strefach (rys. 16), obniżenie masy górnej obudowy w wersji III jest okupione istotnym (20%) zwiększeniem maksymalnych naprężeń zredukowanych.

Powyższe 3 wnioski prowadzą do stwierdzenia, że najlepszym (z trzech przebadanych) dla górnej obudowy narzędzi jest wersja II.

Maksymalne naprężenia zredukowane w kolejnych wersjach obudowy dolnej rosną nieznacznie. Maksymalna różnica między wersjami III i I wynosi tylko 1,3%. Przeprowadzone obliczenia nie rozstrzygają, czy ten wzrost jest wynikiem zmniejszenia sztywności górnej, czy dolnej obudowy. Jest prawdopodobne, że przy sztywniejszej (cięższej) dolnej obudowie maksymalne naprężenia w niej występujące byłyby większe. Powyższe prowadzi do rekomendacji wersji III dla dolnej obudowy narzędzi.

Radykalne zmniejszenie wysokości belki w wersji II spowodowało istotny wzrost ugięć pionowych. W tej wersji także największe są naprężenia zredukowane z pominięciem strefy

of the upper die holder increased stress intensity in these zones in version III as compared to the level in version I.

The changes made had minimal influence on the maximal stress intensity in the lower die holder.

3. SUMMARY AND CONCLUSIONS

Analysis of extreme displacements in tab. 6 and maximal stress intensity (tab. 7) in three versions of the upper and lower die holder unit leads to the following conclusions:

- *there is a close relationship between the resultant displacements and the mass of the upper die holder: in the heaviest version I, the displacements were smallest, in the lightest version – the largest.*
- *the difference between maximal displacements between versions II and I is smaller than between III and II.*
- *the least maximal stress intensity occurs in version II of the upper die holder; this regards maximal stress in the two most loaded zones (fig. 16), lessening the mass of the upper die holder in version III is done at the cost of a significant (20%) increase in maximum stress intensity.*

The above 3 conclusions lead to the statement that the best of the three analyzed designs for the upper die holder is version II.

Maximum stress intensity in the successive versions of the lower die holder increases insignificantly. The maximum difference between versions III and I is only 1.3%. The calculations carried out are not conclusive of whether this increase is the result of the lessening of stiffness in the upper or lower die holder. It is probable that when the lower die holder is more stiff (heavier), the maximum stress occurring in it would be greater. The above leads to the recommendation of version III for the lower die holder.

The radical decrease of beam height in version II caused a significant increase of vertical deflections. In this version, stress intensity with omission of the shaft unit pressure zone is the greatest.

nacisku zespołu wałka. Z tych powodów należy wersję II odrzucić.

Bezpośrednie porównanie naprężeń zredukowanych wersji I i III wskazywałoby na korzyść wersji I (cięższej, sztywniejszej), ale maksymalne naprężenia zredukowane występują w strefie docisku zespołu wałka. Z reguły na docisk przyjmuje się większe naprężenia dopuszczalne (nawet przekraczające granicę plastyczności). Maksymalne naprężenia rozciągające w wersji III belki wynoszą 343 MPa, co stanowi 76% procent granicy plastyczności. Z tego powodu można rekomendować wersję III, jako lżejszą a jeszcze bezpieczną.

Wykorzystanie przy opracowaniu projektu wstępnego urządzenia kuźniczego TR80N wniosków z analizy stanu przemieszczeń i naprężeń zasadniczych elementów urządzenia kuźniczego TR80N pozwoliło zmniejszyć ciężar urządzenia o ok. 24 T.

Due to these reasons, version II should be discarded.

A direct comparison of stress intensity in versions I and III points point to version I as more advantageous (heavier, stiffer), but maximum stress intensity occurs in the shaft unit pressure zone. Generally, permissible stress is higher for pressure (even exceeding the yield point). Maximum tensile stress in version III of the beam amounts to 343 MPa, which constitutes 76% of the yield point. Due to this, version III can be recommended as lighter, and still safe.

During the initial designing phase of the TR80N forging equipment, the conclusions drawn from stress and displacement analysis of the essential elements of the TR80N forging equipment allowed for a decrease in the weight of the equipment by about 24 T.

LITERATURA / REFERENCES

- [1] Rut T., Walczyk W., Harabasz W.: Implementation of the improved TR method of forging crankshafts. Mat. Konf. IFM, Kobe, 2003, 416-422.
- [2] Rut T., Walczyk W.: Rozwój kucia w urządzeniach na prasach. Metoda TR. Konferencja Naukowo-Techniczna pt. Konstrukcja i technologia wytłoczek i wyprasek, Poznań-Wąsowo, 2004, 71-83.
- [3] Rusiński E.: Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994.
- [4] Szyk W., Zielnica J., Walczak J., Wasilewicz P.: Poszukiwanie korzystnego wytrzymałościowo kształtu tarczy wirnika sprężarki promieniowej. Ciepłne Maszyny Przepływowe. No. 130, 2006.